



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO SLÉVÁRENSKÝ PÍSEK

BELT CONVEYOR FOR FOUNDRY SAND

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VÍT SONBERGER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vít Sonberger

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník pro slévárenský písek

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for foundry sand

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 70 000 kg/hod

dopravní výška: 10,8 m

dopravní délka: 50 m

dopravovaný materiál: slévárenský písek

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu, pevnostní výpočty dle pokynů vedoucího BP.

Nakreslete: celkovou sestavu dopravníku, podsestavu napínacího zařízení, výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P.: Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno 1988.
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pásový dopravník pro slévárenský písek dle zadaných parametrů. Úvodní část je zaměřena na popis a rozdělení pásových dopravníků. Hlavními částmi práce jsou popis zvolených komponent a konstrukčních řešení a funkční výpočet provedený dle normy ČSN ISO 5048. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, slévárenský písek, válečková stolice, napínací zařízení.

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to design belt conveyor for foundry sand according to specified parameters. The introductory part is focused on description and classification of belt conveyors. The main parts of the thesis are describes of chosen components and construction solutions and the functional calculation carried out according to ČSN ISO 5048. The thesis is accompanied by technical drawings.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, foundry sand, idler, tension system.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SONBERGER, V. *Pásový dopravník pro slévárenský písek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 46 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Vít Sonberger



PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady při řešení této práce děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. Poděkování patří také mým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Cíle práce	12
2 Zvolené komponenty	13
2.1 Válečkové stolice	13
2.1.1 Horní válečkové stolice	13
2.1.2 Stolice s dopadovými válečky	14
2.1.3 Dolní válečkové stolice	14
2.2 Dopravní pás	15
2.3 Stěrač pásu	16
2.4 Pohon dopravníku	17
3 Konstrukční řešení	18
3.1 Rám dopravníku	18
3.2 Napínací zařízení	18
3.3 Stojiny	20
4 Funkční výpočet	21
4.1 Sklon dopravníku	21
4.2 Volba rychlosti pásu	21
4.3 Teoretický průřez náplně pásu	21
4.4 Volba pásu a válečkových stolic	22
4.5 Celková plocha průřezu náplně pásu	22
4.5.1 Plocha průřezu náplně vrchlíku	23
4.5.2 Plocha průřezu dolní části náplně	23
4.6 Skutečná plocha průřezu náplně	23
4.6.1 Součinitel sklonu	24
4.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	24
4.8 Objemový dopravní výkon	24
4.9 Hmotnostní dopravní výkon	25
4.10 Kontrola dopravovaného množství	25
4.11 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	25
4.11.1 Hlavní odpory	26
4.11.2 Vedlejší odpory	28
4.11.3 Přídavné hlavní odpory	30
4.11.4 Přídavné vedlejší odpory	30
4.11.5 Odpor k překonání dopravní výšky	31
4.12 Provozní výkon poháněcího motoru	31



4.12.1	Provozní výkon na poháněcím bubnu	32
4.13	Síly v pásu	32
4.13.1	Přenos tahové síly na poháněcím bubnu.....	32
4.13.2	Nejmenší tahová síla s ohledem na omezení průvěsu pásu	33
4.13.3	Největší tahová síla v pásu	33
4.13.4	Kontrola pevnosti pásu	33
4.13.5	Síla v horní větvi.....	34
4.13.6	Síla ve vratné větvi	34
4.13.7	Napínací síla	34
4.13.8	Celková síla namáhající buben	34
5	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu	35
5.1	Materiál osy bubnu	35
5.2	Výpočet silových reakcí.....	35
5.2.1	Síly působící na osu v bočnicích	36
5.2.2	Silové reakce v ložiskách osy.....	36
5.3	Kontrola nebezpečných míst osy	36
5.3.1	Maximální ohybový moment na ose	36
5.3.2	Modul průřezu v ohybu v místě 1	37
5.3.3	Ohybové napětí v místě 1	37
5.3.4	Součinitel bezpečnosti v ohybu v místě 1	37
5.3.5	Ohybový moment v místě 2.....	37
5.3.6	Modul průřezu v ohybu v místě 2.....	38
5.3.7	Ohybové napětí v místě 2	38
5.3.8	Součinitel bezpečnosti v ohybu v místě 2	38
6	Trvanlivost ložisek hnaného bubnu	39
6.1	Základní trvanlivost ložisek.....	39
6.2	Trvanlivost ložisek v hodinách	39
6.2.1	Otáčky hnaného bubnu	39
	Závěr	41
	Seznam použitých zkratk a symbolů	43
	Seznam příloh	46



ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení vhodná pro dopravu kusového i sypkého materiálu ve vodorovném a šikmém směru. Tažným a nosným orgánem je nekonečný pás poháněný jedním nebo více bubny a podpíraný válečky.

Přednosti pásových dopravníků jsou zejména možnost nakládání a vykládání materiálu v jakémkoliv místě, malá spotřeba energie, vysoká dopravní rychlost, vysoký dopravní výkon a jednoduchá údržba.

ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ [1], str. 133

a) Podle tažného elementu (dopravního pásu)

- dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s celogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

b) Podle tvaru dopravníku

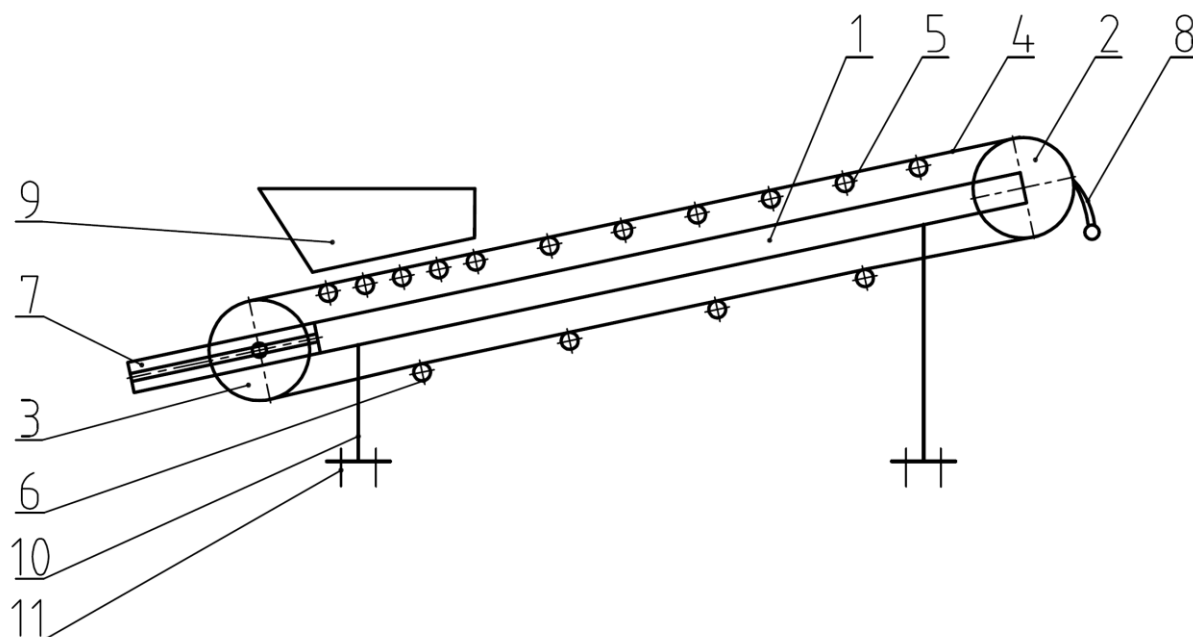
- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované

c) Podle provedení nosné konstrukce

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malá dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti



ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku

- 1 ... Rám dopravníku
- 2 ... Hnací buben
- 3 ... Hnaný buben
- 4 ... Dopravní pás
- 5 ... Horní válečková stolice
- 6 ... Dolní válečková stolice
- 7 ... Napínací zařízení
- 8 ... Čistič pásu
- 9 ... Násypka
- 10 ... Stojiny
- 11 ... Kotevní šroub



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení pásového dopravníku pro slévarenský písek s dopravním výkonem $70000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$, dopravní výškou 10,8 m a dopravní délkou 50 m.

Textová část bude obsahovat:

- Funkční výpočet
- Určení hlavních rozměrů a návrh pohonu
- Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu
- Výpočet trvanlivosti ložisek hnaného bubnu

K práci budou přiloženy tyto výkresy:

- Sestava dopravníku
- Podsestava napínacího zařízení
- Výkres osy hnaného bubnu

2 ZVOLENÉ KOMPONENTY

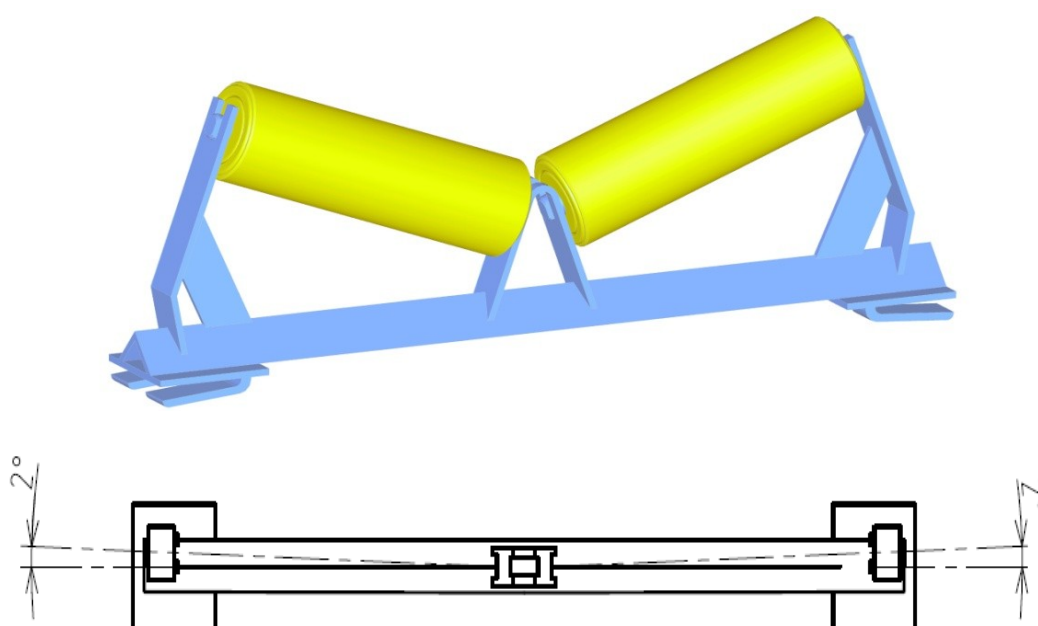
2.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Do válečkových stolic se vkládají válečky. Stolice podpírají pás s materiálem v horní větvi a prázdný pás v dolní větvi. V horní větvi se většinou používají korýtkové stolice se dvěma nebo třemi válečky, v dolní větvi nejčastěji rovné válečkové stolice.

VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC

2.1.1 HORNÍ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Pro horní větev byla zvolena korýtková stolice se dvěma válečky s označením CCV – S (obr. 2), od firmy Transroll. Tento typ stolice má válečky vychýlené ve směru pohybu pásu o 2° , což pomáhá udržovat pás ve středu dopravníku. Stolica má úchyty přizpůsobené pro uchycení k U-profilům bez vrtání do konstrukce. Ve stolici jsou vloženy hladké válečky Transroll s označením F. Hlavní parametry stolice a válečků jsou uvedeny v tabulce 1 a 2.



Obr. 2 Horní válečková stolice Transroll, typ CVV – S

Tab. 1 Parametry horní válečkové stolice, dle výrobce [7]

Vzdálenost U-profilů [mm]	Úhel sklonu válečků	Úhel vychýlení válečků ve směru pohybu pásu	Hmotnost [kg]
700	20°	2°	5

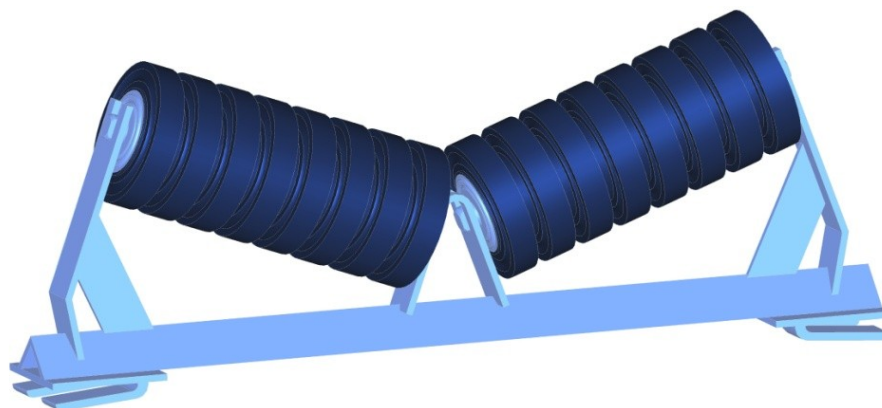
Tab. 2 Parametry válečku v horní stolici, dle výrobce [6]

Průměr [mm]	Délka [mm]	Ložisko	Hmotnost rotujících částí [kg]	Celková hmotnost [kg]
76	250	6204	1,42	2,1



2.1.2 STOLICE S DOPADOVÝMI VÁLEČKY

Pod násypku jsou voleny stolice CV – S (obr. 3) od firmy Transroll, ve kterých jsou vloženy dopadové válečky Transroll s označením I. Válečky jsou vybaveny pryžovými kroužky, které zabraňují poškozování pásu od dopadajícího materiálu. Hlavní parametry stolice a válečků jsou uvedeny v tabulce 3 a 4.



Obr. 3 Stolice CV - S s dopadovými válečky

Tab. 3 Parametry stolice s dopadovými válečky, dle výrobce [7]

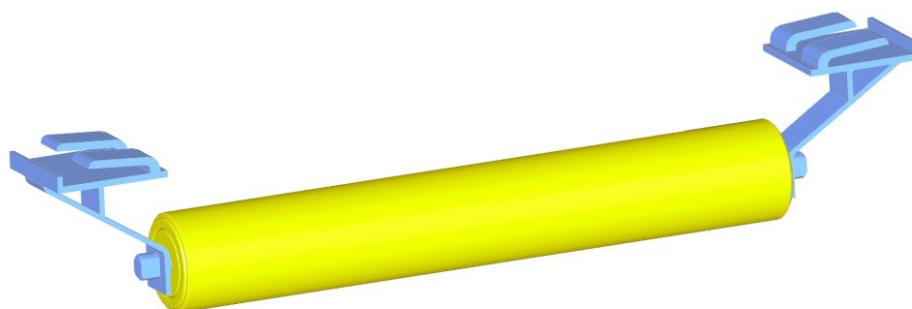
Vzdálenost U-profilů [mm]	Úhel sklonu válečků	Hmotnost [kg]
700	20°	5

Tab. 4 Parametry dopadového válečku, dle výrobce [6]

Průměr (Váleček/Gumové kroužky) [mm]	Délka [mm]	Ložisko	Celková hmotnost [kg]
63/108	250	6204	3,2

2.1.3 DOLNÍ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Pro dolní větev jsou voleny stolice RB – S (obr. 4), od firmy Transroll, do nichž budou vloženy hladké válečky Transroll s označením F. Hlavní parametry stolice a válečků jsou uvedeny v tabulce 5 a 6.



Obr. 4 Dolní válečková stolice RB - S



Tab. 5 Parametry dolní válečkové stolice, dle výrobce [7]

Vzdálenost U-profilů [mm]	Hmotnost [kg]
700	1,4

Tab. 6 Parametry válečku v dolní stoličce, dle výrobce [6]

Průměr [mm]	Délka [mm]	Ložisko	Hmotnost rotujících částí [kg]	Celková hmotnost [kg]
76	500	6204	2,9	4,3

2.2 DOPRAVNÍ PÁS

Přezový pás se skládá z nosných vložek, které přenášejí tahové síly a které jsou vzájemně spojeny 0,5 až 1 mm tlustými vrstvami pryže a obaleny ochrannými krycími přezovými vrstvami. Tloušťka horní vrstvy, na níž spočívá dopravovaný materiál, bývá 1,5 až 5,0 mm, tloušťka dolní krycí vrstvy 1,5 až 2,0 mm. [2], str. 200

Požadavky kladené na dopravní pás: [1], str. 134

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Na základě vypočítaných hodnot a druhu dopravovaného materiálu je volen přezový pás pro průmyslové použití s označením EP250/2 (obr. 5) od firmy GUMEX. Přehled rozměrů pásu je uveden v tab. 7. Pás bude spojen pomocí spojek pro přezové pásy (obr. 6) od firmy GUMEX.



Obr. 5 Dopravní pás EP250/2 [8]



Tab. 7 Údaje o pásu, dle výrobce [8]

Typ / počet vložek	Šířka [mm] / krycí vrstvy [mm] / kategorie	Tloušťka [mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Pevnost [N/mm]	Hmotnost [kg/m]
EP 250/2	400 / 3+2 / AA	6.8	200	250	3,7



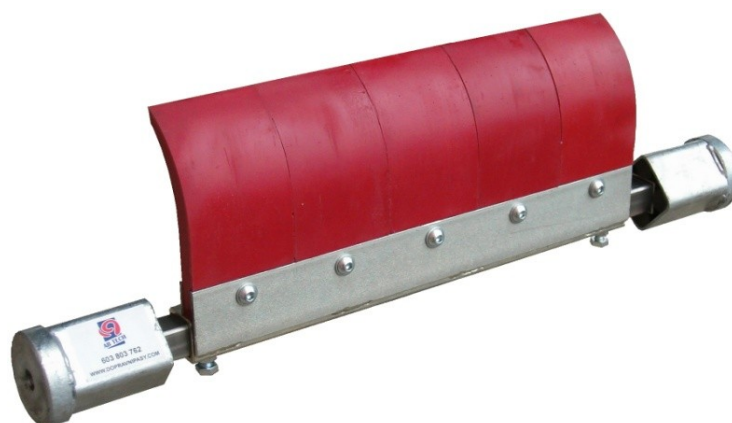
Obr. 6 Spojky pro pryžové pásy [9]

2.3 STĚRAČ PÁSU

Stěrač pásu slouží k průběžnému čištění dopravního pásu od nalepených zbytků materiálu, který by byl nanášen na válečky v dolní větvi a docházelo by ke zvětšování odporů a poškozování pásu.

VOLBA STĚRAČE PÁSU

Vzhledem k vlastnostem dopravovaného materiálu je volen polyuretanový čelní stěrač CJ PU (obr. 7) od firmy AB Technology s.r.o. K pásu je přitlačován pružným tělem segmentu a napínacími elementy, ve kterých je připevněn k dopravníku.



Obr. 7 Stěrač pásu CJ PU [10]



2.4 POHON DOPRAVNÍKU

Hnací buben je umísťován na přepádávajícím konci dopravníku, čímž se zajistí nejpříznivější průběh tahové síly v pásu. Stabilní pásové dopravníky bývají nejčastěji poháněny elektromotory s kuželočelní převodovkou, nebo elektrobubnem, kde je motor s převodovkou umístěn uvnitř válce v olejové lázni.

Výhody elektrobubnu jsou zejména jednoduchá montáž na dopravník, malé zástavové rozměry, tichý chod, ve srovnání s klasickým pohonem méně častá výměna oleje a nižší spotřeba energie. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena a méně účinné chlazení.

VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

Na základě výpočtu provozního výkonu motoru je volen elektrobuben s výkonem 5,5 kW od firmy Rulmeca, typ 320M (obr. 8). Parametry elektrobubnu jsou uvedeny v tabulce 8.

Elektrobuben bude k rámu dopravníku připevněn úchyty Rulmeca, typ KL41 – HD (obr 9), které dodává výrobce.

Tab. 8 Parametry elektrobubnu, dle výrobce [11]

Výkon [kW]	Krouticí moment [Nm]	Síla v pásu [N]	Průměr [mm]	Šířka [mm]
5,5	524	3259	320	500



Obr. 8 Elektrobuben Rulmeca [12]



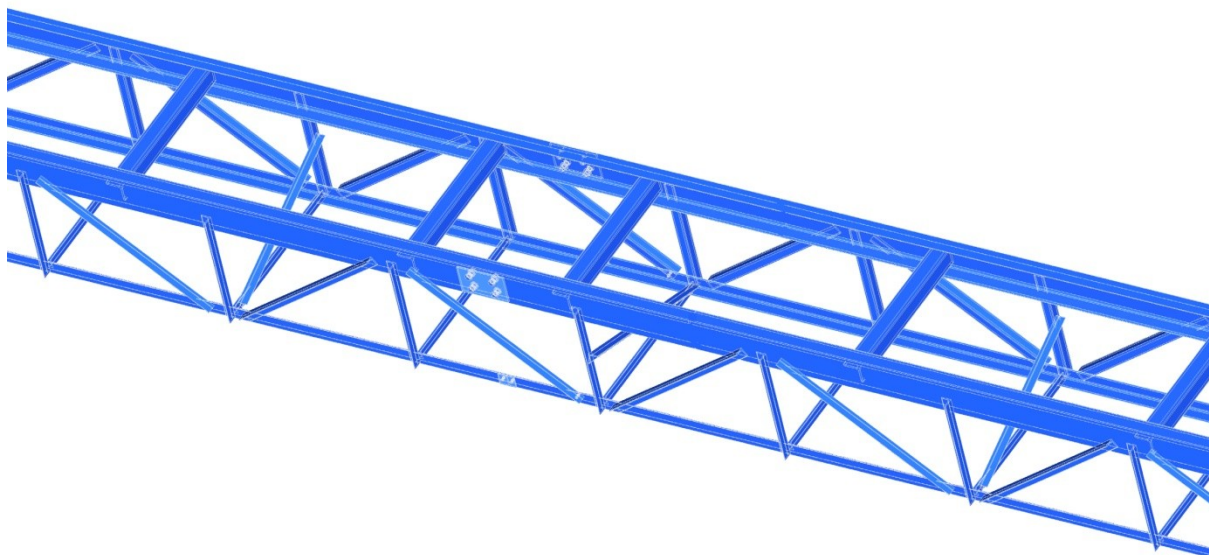
Obr. 9 Úchyt elektrobubnu KL41 – H



3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

3.1 RÁM DOPRAVNÍKU

Rám dopravníku (obr. 10) se skládá z normalizovaných tyčí U 140/A ČSN 42 5570, které budou spojeny pro snadnější montáž sešroubováním a následně svařeny tupým svárem. Mezi profily budou příčně navařeny normalizované tyče L 70 x 7 – ČSN 42 5541. Pro větší tuhost bude rám zpevněn příhradovou konstrukcí skládající se z tyčí L 40 x 5 - ČSN 42 5541 a L 50 x 5 - ČSN 42 5541.



Obr. 10 Rám dopravníku

3.2 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení. [1], str. 140

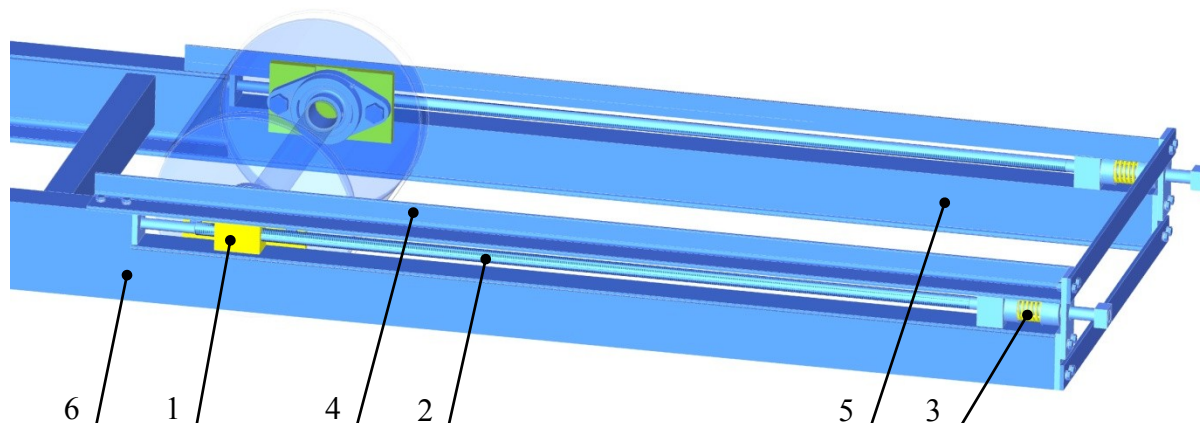
KONSTRUKCE NAPÍNAČÍHO ZAŘÍZENÍ

Pás je napínán prostřednictvím vratného bubnu, který je uložený v přírubových ložiskových jednotkách FYTJ 45 TF [13] od firmy SKF, přišroubovaných k úchytům (obr. 12). Tyto úchyty s vnitřním závitem se pohybují na šroubu a jsou vedeny ložem vzniklým z profilu L 90 x 60 x 6 – ČSN 42 5545, přivařeným ke zfrézovanému U – profilu, který je součástí rámu, a profilu L 60 x 40 x 6 - ČSN 42 5545 přišroubovaným shora. Napínací síla se nastaví stlačením pružiny pro střední zatížení od firmy Bordinon [14]. Parametry pružiny včetně potřebného stlačení pro nastavení napínací síly jsou uvedeny v tabulce 9. Napínací zařízení je na obrázku 11.

Vratný buben je svarek, který se skládá z pláště vytvořeného ze svinutého plechu tloušťky 6 mm, dvou bočnic a osy.

Tab. 9 Parametry pružiny, dle výrobce [7]

Potřebný průměr pouzdra [mm]	Potřebný průměr trnu [mm]	Tuhost [N/mm]	Volná délka [mm]	Stlačení pružiny pro nastavení napínací síly [mm]
40	20	108	76	18,4



Obr. 11 Napínací zařízení

1 ... úchyt ložiska

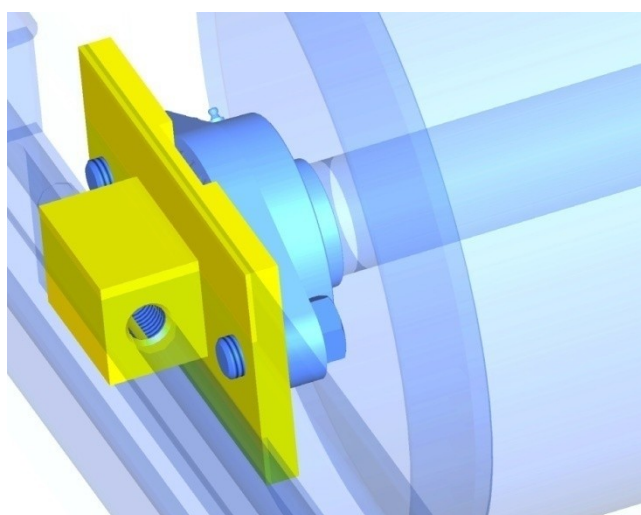
4 ... L 60 x 40 x 6

2 ... šroub

5 ... L 90 x 60 x 6

3 ... pružina

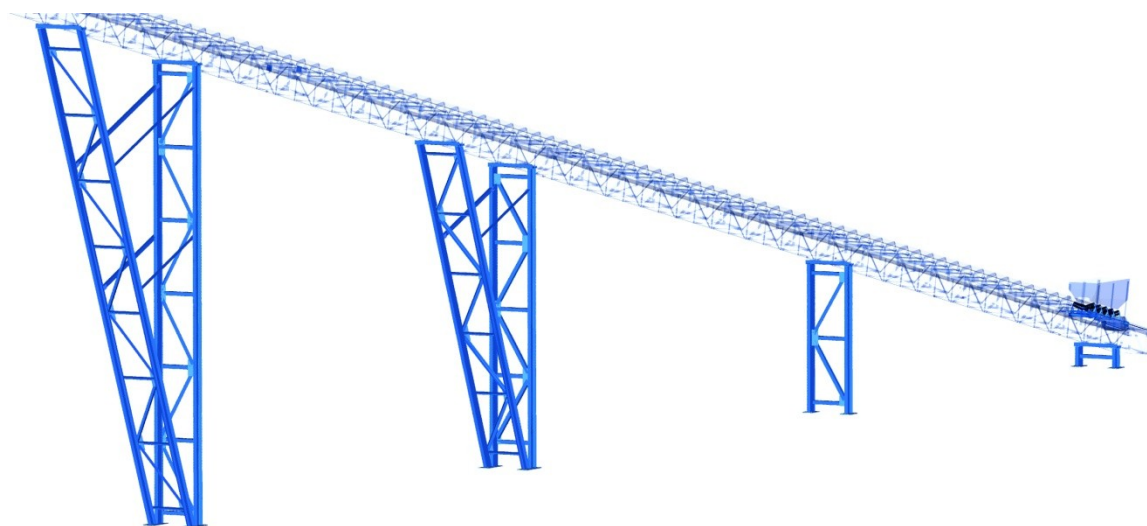
6 ... rám dopravníku



Obr. 12 Úchyt ložiska

3.3 STOJINY

Dopravník je podpírán čtyřmi stojinami (obr. 13), které jsou svařeny z normalizovaných tyčí U 220/A ČSN 42 5570 a L 80 x 7 – ČSN 42 5541. Na třetí a čtvrté stojině jsou vzpěry svařené z tyčí U 200/A ČSN 42 5570 a L 70 x 7 – ČSN 42 5541. Stojiny budou kotevními šrouby připevněny k betonovým podstavcům.



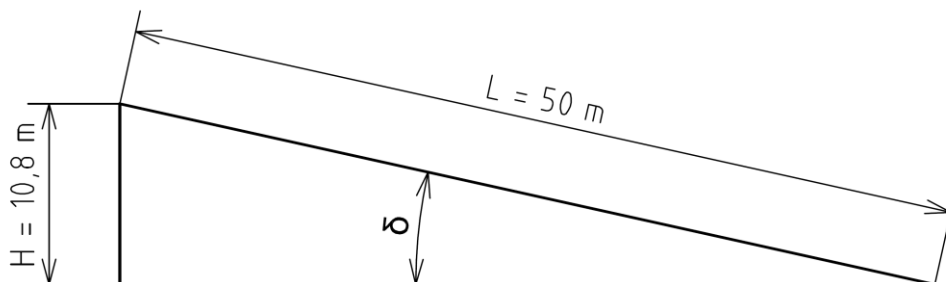
Obr. 13 Stojiny



4 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [4] a dle skript Teorie dopravních a manipulačních zařízení, kapitola 8.1.4 [1]

4.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 14 Úhel sklonu dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \Rightarrow \delta \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{10,8}{50}$$

$$\delta = 12,474^\circ$$

H ... dopravní výška, dle zadání, $H = 10,8 \text{ m}$

L ... dopravní délka, dle zadání, $L = 50 \text{ m}$

4.2 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

Dle literatury [1], str. 148, tab. 8.3, rychlost pro písek v rozmezí $1,6$ až $3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, voleno $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

4.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T \quad (2)$$

$$S_T = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$

$$S_T = \frac{70000}{3600 \cdot 1500 \cdot 1,6}$$

$$S_T = 0,0081 \text{ m}^2$$



Q ... dopravní výkon, dle zadání, $Q = 70000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

ρ ... objemová sypná hmotnost, dle literatury [5], str. 21, tab. 3.1 sypná hmotnost suchého písku v rozmezí 1400 až $1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$, voleno $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$

v ... rychlost pásu, voleno v kapitole 4.2

4.4 VOLBA PÁSU A VÁLEČKOVÝCH STOLIC

Dle literatury [1], str. 149, tab. 8.4, zvolena šířka pásu $B = 0,4 \text{ m}$.

Volena korýtková válečková stolice se sklonem válečků $\lambda = 20^\circ$ [7].

4.5 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

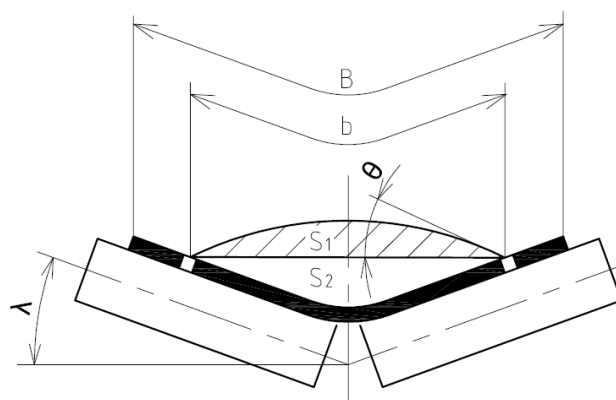
$$S = S_1 + S_2 \quad (3)$$

$$S = 0,0033 + 0,0077$$

$$S = 0,011 \text{ m}^2$$

S_1 ... průřez náplně vrchlíku, vypočteno v rovnici (4)

S_2 ... průřez náplně v korýtku, vypočteno v rovnici (6)



Obr. 15 Průřez náplně pásu

B ... šířka náplně pásu, dle tabulky 7, $B = 0,4 \text{ m}$

b ... ložná šířka pásu, vypočteno v rovnici (5)

λ ... úhel sklonu válečků, voleno v kapitole 4.4

θ ... dynamický sypný úhel, voleno v kapitole 4.5.1

**4.5.1 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ VRCHLÍKU**

$$S_1 = [b \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = [0,31 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 13^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,0033 \text{ m}^2$$

θ ... dynamický sypný úhel, dle literatury [5], str. 21, tab. 3.1, v rozmezí 10° až 15° , voleno $\theta = 13^\circ$

VYUŽITÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (5)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

4.5.2 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_2 = \left[\frac{b}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \left[\frac{b}{2} \cdot \sin \lambda \right] \quad (6)$$

$$S_2 = \left[\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20^\circ \right]$$

$$S_2 = 0,0077 \text{ m}^2$$

4.6 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_K = S \cdot k \quad (7)$$

$$S_K = 0,011 \cdot 0,786$$

$$S_K = 0,0086 \text{ m}^2$$

S ... plocha průřezu náplně pásu, vypočteno v rovnici (3)

k ... součinitel sklonu, vypočteno v rovnici (8)



4.6.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (8)$$

$$k = 1 - \frac{0,0033}{0,011} \cdot (1 - 0,279)$$

$$k = 0,786$$

- **SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU**

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (9)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 12,474^\circ - \cos^2 13^\circ}{1 - \cos^2 13^\circ}}$$

$$k_1 = 0,279$$

4.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Podmínka:

$$S_K > S_T$$

$$0,0086 \text{ m}^2 > 0,0081 \text{ m}^2$$

Zvolený pás vyhovuje.

S_K ... skutečná plocha průřezu náplně, vypočteno v rovnici (7)

S_T ... teoretická plocha průřezu náplně, vypočteno v rovnici (2)

4.8 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (10)$$

$$I_V = 0,011 \cdot 1,6 \cdot 0,786$$

$$I_V = 0,0138 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

S ... celková plocha průřezu náplně pásu, vypočteno v rovnici (3)

v ... rychlost pásu, voleno v kapitole 4.2

k ... součinitel sklonu, vypočteno v rovnici (8)



4.9 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho \quad (11)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0138 \cdot 1500$$

$$I_m = 74592 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

I_V ... objemový dopravní výkon, vypočteno v rovnici (10)

ρ ... sypná hmotnost materiálu, voleno v kapitole 4.3

4.10 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Podmínka:

$$I_m \geq Q$$

$$74592 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} > 70000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Množství dopravovaného materiálu vyhovuje.

I_m ... hmotnostní dopravní výkon, vypočteno v rovnici (11)

Q ... hmotnostní dopravní výkon, dle zadání, $Q = 70000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

4.11 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{UP} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (12)$$

$$F_{UP} = 266,809 + 54,133 + 35,732 + 298,081 + 1\,372,037$$

$$F_{UP} = 2026,793 \text{ N}$$

F_H ... hlavní odpory, vypočteno v rovnici (14)

F_N ... vedlejší odpory, vypočteno v rovnici (21)

F_{S1} ... přídavné hlavní odpory, vypočteno v rovnici (28)

F_{S2} ... přídavné vedlejší odpory, vypočteno v rovnici (30)

F_{St} ... odpor překonání dopravní výšky, vypočteno v rovnici (34)

Z důvodu nepřesnosti výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení je síla F_U navýšena o 20%.



$$F_U = F_{UP} \cdot 1,2 \quad (13)$$

$$F_U = 2026,793 \cdot 1,2$$

$$F_U = 2432,152 \text{ N}$$

4.11.1 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (14)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 50 \cdot 9,81 \cdot [6,4 + 0,928 + (2 \cdot 3,7 + 12,950) \cdot \cos 12,474^\circ]$$

$$F_H = 266,809 \text{ N}$$

f ... globální součinitel tření, dle literatury [4] stanovena pro pásové dopravníky hodnota $f = 0,02$

g ... gravitační zrychlení, $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR HORNÍ VĚTVE

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_0 \cdot n_0 + 2 \cdot q_D \cdot n_D}{L} \quad (15)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 80 + 2 \cdot 3,2 \cdot 5}{50}$$

$$q_{RO} = 6,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

q_0 ... hmotnost rotujících částí horních válečků, dle tabulky 2, $q_0 = 1,8 \text{ kg}$

q_D ... hmotnost rotujících částí dopadových válečků, dle tabulky 4, $q_D = 3,2 \text{ kg}$

• POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$n_0 = \frac{L - L_D}{a_0} - 1 \quad (16)$$

$$n_0 = \frac{50 - 1,2}{0,6} - 1$$

$$n_0 = 80,333$$

Voleno 80 stolic.



a_0 ... rozteč stolic v horní větvi, voleno $a_0 = 0,6 \text{ m}$

L_D ... vzdálenost os válečků krajních dopadových stolic, dle konstrukce, $L_D = 1,2 \text{ m}$

• **POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC S DOPADOVÝMI VÁLEČKY**

$$n_D = \frac{L_D}{a_D} + 1 \quad (17)$$

$$n_D = \frac{1,2}{0,3} + 1$$

$$n_D = 5$$

a_D ... rozteč stolic s dopadovými válečky, voleno $a_D = 0,3 \text{ m}$

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DOLNÍ VĚTVE

$$q_{RU} = \frac{q_u \cdot n_u}{L} \quad (18)$$

$$q_{RU} = \frac{2,9 \cdot 16}{50}$$

$$q_{RU} = 0,928 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

q_u ... hmotnost rotujících částí dolních válečků, dle tabulky 6, $q_u = 2,9 \text{ kg}$

• **POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU**

$$n_u = \frac{L}{a_u} \quad (19)$$

$$n_u = \frac{50}{3,2}$$

$$n_u = 15,625$$

Voleno 16 stolic.

a_u ... rozteč stolic v dolní větvi, voleno $a_u = 3,2 \text{ m}$



HMOTNOST 1 M DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle tabulky 7, hmotnost 1 m pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$.

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (20)$$

$$q_G = \frac{0,0138 \cdot 1500}{1,6}$$

$$q_G = 12,950 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.11.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (21)$$

$$F_N = 33,152 + 6,746 + 10,720 + 3,516$$

$$F_N = 54,133 \text{ N}$$

ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (22)$$

$$F_{bA} = 0,0138 \cdot 1\,500 \cdot (16 - 0)$$

$$F_{bA} = 33,152 \text{ N}$$

v_0 ... složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot l_{b \min}}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (23)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0138^2 \cdot 1\,500 \cdot 0,217}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,291^2}$$

$$F_f = 6,746 \text{ N}$$

μ_2 ... součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, dle literatury [4], v rozmezí 0,5 až 0,7, voleno $\mu_2 = 0,6$



- **MINIMÁLNÍ URYCHLOVACÍ DÉLKA**

$$l_{b_{min}} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (24)$$

$$l_{b_{min}} = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_{b_{min}} = 0,217 \text{ m}$$

μ_1 ... součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, dle literatury [4], v rozmezí 0,5 až 0,7, voleno $\mu_1 = 0,6$

- **SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ**

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda \quad (25)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20^\circ$$

$$b_1 = 0,291 \text{ m}$$

ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (26)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4} \right) \cdot \frac{0,0068}{0,32}$$

$$F_l = 10,720 \text{ N}$$

F ... průměrný tah v pásu na bubnu, $F = 5000 \text{ N}$

d ... tloušťka pásu, dle tabulky 7, $d = 0,0068 \text{ m}$

D ... průměr bubnu, dle konstrukce, $D = 0,32 \text{ m}$

ODPOR V LOŽISKÁCH HNANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D} \cdot F \quad (27)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,32} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,516 \text{ N}$$

d_o ... průměr osy v ložisku, dle konstrukce, $d_o = 0,045 \text{ m}$



4.11.3 PŘIDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} \quad (28)$$

$$F_{S1} = 35,732 \text{ N}$$

ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot (L - L_D) \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (29)$$

$$F_{\varepsilon} = 0,4 \cdot 0,35 \cdot (50 - 1,2) \cdot (3,7 + 12,950) \cdot 9,81 \cdot \cos 12,474^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_{\varepsilon} = 35,732 \text{ N}$$

C_{ε} ... součinitel korýtkovosti, dle literatury [4], $C_{\varepsilon} = 0,4$

μ_0 ... součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem, dle literatury [4], v rozmezí 0,3 až 0,4, voleno $\mu_0 = 0,35$

ε ... úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu, dle tabulky 1, $\varepsilon = 2^\circ$

4.11.4 PŘIDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_R \quad (30)$$

$$F_{S2} = 10,081 + 288$$

$$F_{S2} = 298,081 \text{ N}$$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1} \quad (31)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0138^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 1,3}{1,6^2 \cdot 0,291}$$

$$F_{gL} = 10,081 \text{ N}$$

μ_2 ... součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, dle literatury [4], v rozmezí 0,5 až 0,7, voleno $\mu_2 = 0,6$

l ... délka bočního vedení násypky, dle konstrukce, $l = 1,3 \text{ m}$



ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_R = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (32)$$

$$F_R = 0,008 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 0,6$$

$$F_R = 288 \text{ N}$$

p ... tlak mezi čističem pásu a pásem, dle literatury [4], v rozmezí 3×10^4 až $10 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$, voleno $p = 6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$

μ_3 ... součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, dle literatury [3], $\mu_3 = 0,6$

- DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = B \cdot t_c \quad (33)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,02$$

$$A = 0,008 \text{ m}^2$$

t_c ... tloušťka čističe pásu, $t_c = 0,02 \text{ m}$

4.11.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (34)$$

$$F_{St} = 12,950 \cdot 10,8 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 1372,037 \text{ N}$$

4.12 PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (35)$$

$$P_M = \frac{3891,443}{0,95}$$

$$P_M = 4096,256 \text{ W}$$

Pohon volen v kapitole 2.4

η ... účinnost pohonu, dle literatury [4], v rozmezí 0,85 až 0,95, voleno $\eta = 0,95$



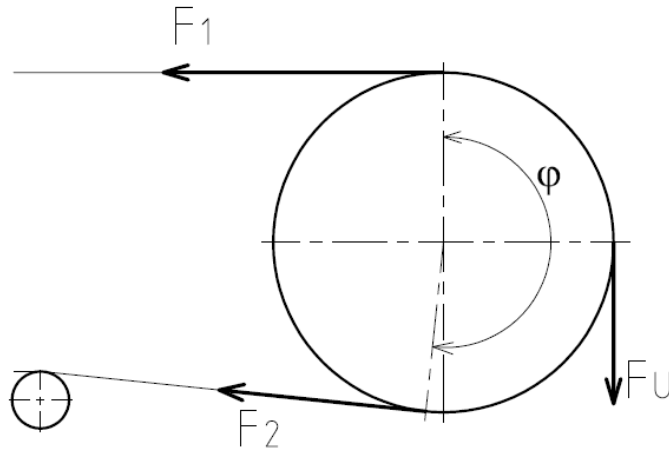
4.12.1 PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (36)$$

$$P_A = 2432,152 \cdot 1,6$$

$$P_A = 3891,443 \text{ W}$$

4.13 SÍLY V PÁSU



Obr. 16 Tahové síly působící v pásu

4.13.1 PŘENOS TAHOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2 \min} \geq F_{U \max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (37)$$

$$F_{2 \min} \geq 3445,548 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2 \min} \geq 2199,756 \text{ N}$$

μ ... součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, dle literatury [4], voleno $\mu = 0,3$

φ ... úhel opásání poháněcího bubnu, $\varphi = 180^\circ \Rightarrow \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 180^\circ \Rightarrow \pi \text{ rad}$

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{U \max} = \xi \cdot F_U \quad (38)$$

$$F_{U \max} = 1,7 \cdot 2432,151$$

$$F_{U \max} = 3445,548 \text{ N}$$

ξ ... součinitel rozběhu dopravníku, dle literatury [4], v rozmezí 1,3 až 2, voleno $\xi = 1,7$



4.13.2 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PÁSU

PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{h \min} = \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (39)$$

$$F_{h \min} = \frac{0,6 \cdot (3,7 + 12,950) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{h \min} = 1225,031 \text{ N}$$

$(h/a)_{adm}$... největší dovolený průvės pásu, dle literatury [4], v rozmezí 0,005 až 0,02, voleno $(h/a)_{adm} = 0,01$

PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{d \min} = \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (40)$$

$$F_{d \min} = \frac{3,2 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{d \min} = 1451,88 \text{ N}$$

4.13.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (41)$$

$$F_{max} = 2432,152 \cdot 1,7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 5645,304 \text{ N}$$

4.13.4 KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

Podmínka:

$$F_{Dp} \geq F_{max}$$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$250 \cdot 400 \geq 5645,304$$

$$100000 \text{ N} \geq 5645,304 \text{ N}$$

Navržený pás vyhovuje.



F_{Dp} ... dovolená tahová síla v pásu

R_{mp} ... pevnost pásu, dle tabulky 7, pevnost pásu $R_{mp} = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

4.13.5 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (42)$$

$$F_1 \approx 5645,304 \text{ N}$$

4.13.6 SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \quad (43)$$

$$F_2 = \frac{5645,304}{e^{0,3 \cdot \pi}}$$

$$F_2 = 2199,756 \text{ N}$$

4.13.7 NAPÍNACÍ SÍLA

$$Z_T = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) \quad (44)$$

$$Z_T = 2 \cdot (2199,756 - 3,7 \cdot 10,8 \cdot 9,81)$$

$$Z_T = 3615,496 \text{ N}$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat, zvětšuje se teoretická napínací síla o 10 %.

$$Z = 1,1 \cdot Z_T \quad (45)$$

$$Z = 1,1 \cdot 3731,841$$

$$Z = 3977,045 \text{ N}$$

4.13.8 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (46)$$

$$F_C = 5645,304 + 2199,756$$

$$F_C = 7845,059 \text{ N}$$

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

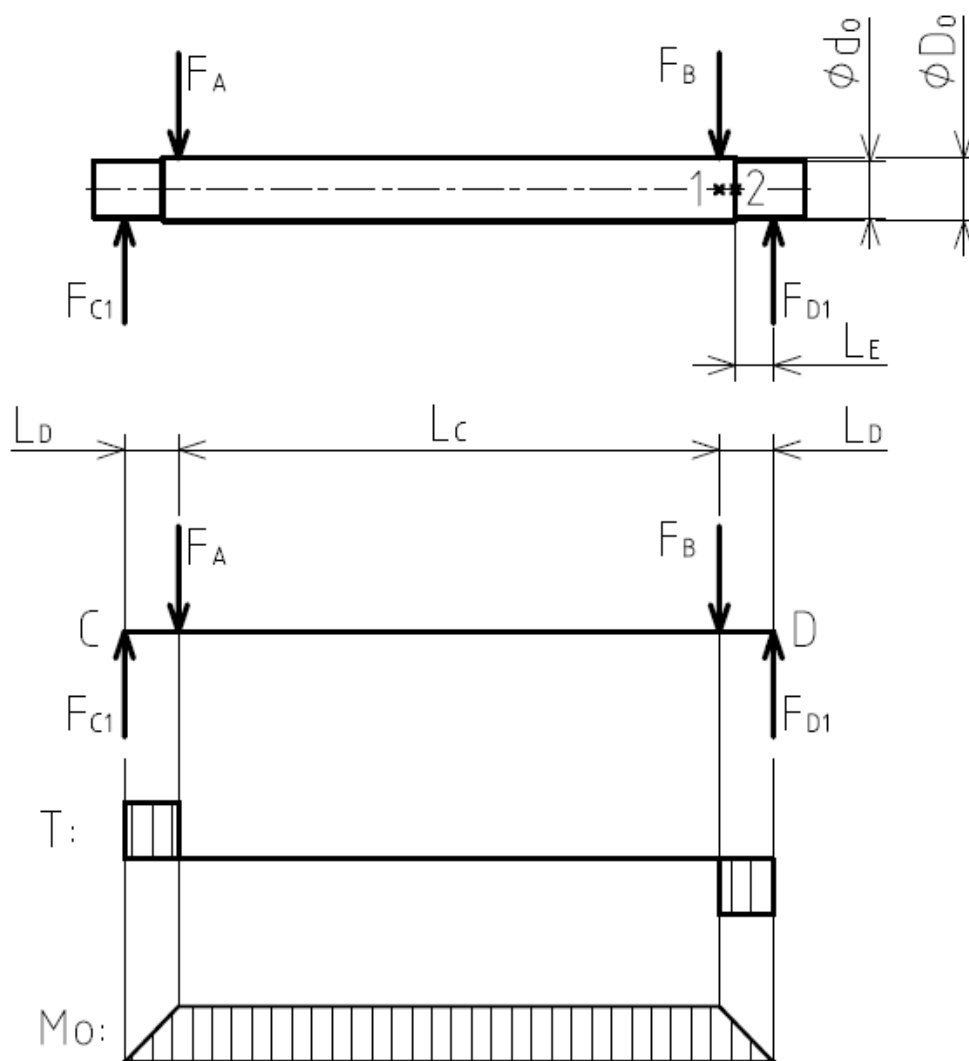
5.1 MATERIÁL OSY BUBNU

Pro osu volen materiál 11 373.

Osa je namáhána střídavým ohybem.

Dle literatury [3], str. 54, dovolené napětí pro střídavý ohyb je v rozmezí 50 až 75 MPa. Voleno $\sigma_{DO} = 50 \text{ MPa}$.

5.2 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ



Obr. 17 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu

$$D_O = 50 \text{ mm}$$

$$L_D = 42 \text{ mm}$$

$$d_O = 45 \text{ mm}$$

$$L_E = 30,2 \text{ mm}$$

$$L_C = 432 \text{ mm}$$



5.2.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU V BOČNICÍCH

$$F_A = F_B = \frac{F_C}{2} \quad (47)$$

$$F_A = F_B = \frac{7845,059}{2}$$

$$F_A = F_B = 3922,530 \text{ N}$$

F_C ... celková síla namáhající buben, vypočteno v rovnici (46)

5.2.2 SÍLOVÉ REAKCE V LOŽISKÁCH OSY

Momentová podmínka k bodu D:

$$\sum M_{OD} = 0 \quad (48)$$

$$F_{C1} \cdot (L_C + 2 \cdot L_D) - F_A \cdot (L_C + L_D) - F_B \cdot L_D = 0 \Rightarrow F_{C1}$$

$$F_{C1} = \frac{F_A \cdot (L_C + L_D) + F_B \cdot L_D}{(L_C + 2 \cdot L_D)}$$

$$F_{C1} = \frac{3922,530 \cdot (432 + 42) + 3922,530 \cdot 42}{(432 + 2 \cdot 42)}$$

$$F_{C1} = 3922,530 \text{ N}$$

Sílová podmínka:

$$\sum T = 0 \quad (49)$$

$$F_{C1} + F_{D1} - F_A - F_B = 0 \Rightarrow F_{D1}$$

$$F_{D1} = F_A + F_B - F_{C1}$$

$$F_{D1} = 3922,530 + 3922,530 - 3922,530$$

$$F_{D1} = 3922,530 \text{ N}$$

5.3 KONTROLA NEBEZPEČNÝCH MÍST OSY

Vytypovaná nebezpečná místa jsou vyznačena na obrázku 18. Bod 1 je v místě s maximálním ohybovým momentem, bod 2 se nachází v místě změny průměru osy.

5.3.1 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA OSE

Z VVÚ (obr. 18) je zřejmé, že maximální ohybový moment na ose se nachází mezi působišti sil F_A a F_B . Moment je počítán v místě 1, působišti síly F_B .



$$M_{Omax1} = F_{D1} \cdot L_D \quad (50)$$

$$M_{Omax1} = 3922,530 \cdot 0,042$$

$$M_{Omax1} = 164,746 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.3.2 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 1

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot D_0^3}{32} \quad (51)$$

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32}$$

$$W_{O1} = 1,227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

5.3.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{Omax1}}{W_{O1}} \quad (52)$$

$$\sigma_{O1} = \frac{164,746}{1,227 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{O1} = 13424732 \text{ Pa} \approx 13,425 \text{ MPa}$$

5.3.4 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU V MÍSTĚ 1

$$k_{O1} = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_{O1}} \quad (53)$$

$$k_{O1} = \frac{50}{13,425}$$

$$k_{O1} = 3,7$$

Bezpečnost osy v místě 1 vyhovuje.

5.3.5 OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 2

$$M_{O2} = F_{D1} \cdot L_E \quad (54)$$

$$M_{O2} = 3922,530 \cdot 0,0302$$

$$M_{O2} = 118,460 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**5.3.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ 2**

$$W_{02} = \frac{\pi \cdot d_0^3}{32} \quad (55)$$

$$W_{02} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{02} = 8,946 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

5.3.7 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ 2

$$\sigma_{02} = \frac{M_{02}}{W_{02}} \cdot \alpha \quad (56)$$

$$\sigma_{02} = \frac{118,460}{8,946 \cdot 10^{-6}} \cdot 2$$

$$\sigma_{02} = 26482912 \text{ Pa} \approx 26,483 \text{ MPa}$$

α ... tvarový součinitel, dle literatury [3], str. 51, $\alpha = 2$

5.3.8 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI V OHYBU V MÍSTĚ 2

$$k_{02} = \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_{02}} \quad (57)$$

$$k_{02} = \frac{50}{26,483}$$

$$k_{02} = 1,9$$

Bezpečnost osy v místě 2 vyhovuje.



6 TRVANLIVOST LOŽISEK HANANÉHO BUBNU

Pro hnaný buben jsou voleny ložiskové jednotky od firmy SKF, typ FYTJ 45 TF, s ložiskem YAR 209-2F [13]. Výpočet trvanlivosti ložisek je proveden dle literatury [3], str 506.

6.1 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 \quad (58)$$

$$L_{10} = \left(\frac{33200}{3922,530} \right)^3$$

$$L_{10} = 606,339$$

Základní trvanlivost ložisek je $606,339 \times 10^6$ otáček.

C ... dynamická únosnost ložiska, dle výrobce [13], $C = 33,2 \text{ kN}$

P_r ... radiální dynamické ekvivalentní zatížení, ložiska jsou namáhána pouze radiální silou, proto $P_r = F_C = F_D = 3922,530 \text{ N}$

6.2 TRVANLIVOST LOŽISEK V HODINÁCH

$$L_{10 h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (59)$$

$$L_{10 h} = \frac{10^6}{60 \cdot 95,493} \cdot 606,339$$

$$L_{10 h} = 105826,1 \text{ h}$$

Trvanlivost ložisek je 105826,1 hodin.

n ...otáčky hnaného bubnu, vypočteno v rovnici (60)

L_{10} ... základní trvanlivost ložisek, vypočteno v rovnici (58)

6.2.1 OTÁČKY HANANÉHO BUBNU

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad (60)$$

$$n = \frac{10}{2\pi}$$

$$n = 1,592 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \approx 95,493 \text{ ot} \cdot \text{h}^{-1}$$

**ÚHLOVÁ RYCHLOST HNANÉHO BUBNU**

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2} \quad (61)$$

$$\omega = \frac{0,16 \cdot 1,6}{0,16^2}$$

$$\omega = 10 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

r ... poloměr hnaného bubnu, dle konstrukce, $r = D/2 = 0,16 \text{ m}$



ZÁVĚR

V této práci je navrženo konstrukční řešení pásového dopravníku pro slévárenský písek. Nejprve byl proveden funkční výpočet, který je důležitý pro určení hlavních rozměrů a návrh pohonu. Následně bylo navrženo napínací zařízení pro vypočtenou napínací sílu a konstrukční řešení rámu dopravníku a stojin.

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048. Na základě vypočítaných hodnot je zvolen elektrobuben s výkonem 5,5 kW a ostatní komponenty, které jsou vybrány z katalogů výrobců. Dále je proveden pevnostní výpočet osy hnaného bubnu a výpočet trvanlivosti ložisek. Osa bubnu je pro dané zatížení vyhovující a trvanlivost ložisek dostatečná.

Zvolené komponenty a konstrukční řešení jsou popsána v kapitolách 2 a 3. Navrženo je napínací zařízení, ve kterém se napínací síla nastaví odpovídajícím stlačením pružiny vedené na šroubu. Rám dopravníku je řešen jako příhradová konstrukce a je podpírán čtyřmi stojinami. Dopravník byl vymodelován ve 3D modeláři a následně byly vytvořeny jednotlivé výkresy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a ŠKOPÁN Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [2] DRAŽAN, František a Karel Jeřábek. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL/ALFA, 1979. 456 s. L13-C3-V-41/28515
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Praha: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1989.
- [5] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I* [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: http://www.id.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf
- [6] Katalog válečků. Transroll [online]. [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf
- [7] Katalog pražců. Transroll [online]. [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf
- [8] Dopravníkové pásy. Gumex [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24601.html>
- [9] Spojky pro pryžové pásy. Gumex [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/spojky-pro-pryzove-pasy-24705.html>
- [10] CJ PU. *Dopravníky: AB Technology s. r. o.* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.abtech-cz.cz/cj-pu/>
- [11] Motorized pulley. Rulmeca [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: <http://www.rulmeca.com/download/cms/products/320power-range.pdf>
- [12] RULMECA Motorized Pulleys power Inertia machine portable plants. *A & M Today* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.aggregatesandminingtoday.com/rulmeca-motorized-pulleys-power-inertia-machine-portable-plants,2010-2,950,0,129,featured-story.aspx>
- [13] Y-bearing flanged units. SKF [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=en&imperial=false&windowName=null&perfid=212201&prodid=212201045>
- [14] Vinuté pružiny. Svoboda [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: <http://www.jansvoboda.cz/vinute-pruziny>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Veličina
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a ₀	[m]	Rozteč stolic v horní větvi
a _D	[m]	Rozteč stolic s dopadovými válečky
a _u	[m]	Rozteč stolic v dolní větvi
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Ložná šířka pásu
b ₁	[m]	Světlá šířka bočního vedení
C	[-]	Dynamická únosnost ložiska
C _ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
d	[m]	Tloušťka pásu
D	[m]	Průměr bubnu
D ₀	[m]	Průměr osy hnaného bubnu
d ₀	[m]	Průměr osy hnaného bubnu v ložiskách
d _O	[m]	Průměr osy v ložisku
e	[-]	Základ přirozeného logaritmu
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu
F _ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
F ₁	[N]	Tahová síla v horní větvi
F ₂	[N]	Tahová síla v dolní větvi
F _{2 min}	[N]	Nejmenší tahová síla v pásu ve sbíhající větvi
F _A	[N]	Síla působící na osu bubnu
F _B	[N]	Síla působící na osu bubnu
F _{bA}	[N]	Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F _C	[N]	Celková síla namáhající buben
F _{C1}	[N]	Síla působící na osu bubnu v ložiskách
F _{d min}	[N]	Nejmenší tahová síla s ohledem na omezení průvěsu pásu pro dolní větve
F _{D1}	[N]	Síla působící na osu bubnu v ložiskách
F _{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla v pásu
F _f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F _{gl}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F _H	[N]	Hlavní odpory
F _{h min}	[N]	Nejmenší tahová síla s ohledem na omezení průvěsu pásu pro horní větve
F _l	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F _{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu



F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_R	[N]	Odpor čističů pásu
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	Odpor překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$F_{U\max}$	[N]	Maximální obvodová síla
F_{UP}	[N]	Předběžná obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Délka dopravníku
$(h/a)_{adm}$	[-]	Největší dovolený průvės pásu
I_m	[kg·h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
I_V	[m ³ ·h ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
k_{O1}	[-]	Bezpečnost osy v místě 1
k_{O2}	[-]	Bezpečnost osy v místě 2
L	[m]	Výška dopravníku
l	[m]	Délka bočního vedení násypky
L_{10}	[-]	Základní trvanlivost ložisek
L_{10h}	[h]	Trvanlivost ložisek v hodinách
l_{bmin}	[m]	Minimální urychlovací délka
L_C	[m]	Vzdálenost působišť sil FA a FB
L_D	[m]	Vzdálenost os válečků krajních dopadových stolic
L_D	[m]	Vzdálenost působišť sil FC1 a FA a sil FD1 a FB
L_E	[m]	Vzdálenost působišť síly FD1 od místa změny průměru osy
M_{O2}	[N·m]	Ohybový moment v na ose v místě 2
M_{OD}	[N·m]	Moment k bodu D
M_{Omax1}	[N·m]	Maximální ohybový moment na ose
n	[ot·min ⁻¹]	Otáčky hnaného bubnu
n_0	[-]	Počet válečkových stolic v horní větvi dopravníku
n_D	[-]	Počet válečkových stolic s dopadovými válečky
n_u	[-]	Počet válečkových stolic v dolní větvi dopravníku
p	[MPa]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
P_A	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
Q	[kg·h ⁻¹]	Dopravní výkon
q_0	[kg]	Hmotnost rotujících částí horních válečků
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 m dopravního pásu



q_D	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadových válečků
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve
q_u	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků
r	[m]	Poloměr hnaného bubnu
R_{mp}	[N·m ⁻¹]	Pevnost pásu
S	[m ²]	Celková plocha průřezu náplně pásu
S_1	[m ²]	Průřez náplně vrchlíku
S_2	[m ²]	Průřez náplně v korýtku
S_K	[m ²]	Skutečná plocha průřezu náplně pásu
S_T	[m ²]	Teoretický průřez náplně pásu
T	[N]	Posouvající síly
t_c	[m]	Tloušťka čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	Dopravní rychlost
v_0	[m·s ⁻¹]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
W_{O1}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 1
W_{O2}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě 2
Z	[N]	Napínací síla
Z_T	[N]	Teoretická napínací síla
α	[-]	Tvarový součinitel
δ	[stupně]	Úhel sklonu dopravníku
ε	[stupně]	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu
η	[-]	Účinnost pohonu
Θ	[stupně]	Dynamický sypný úhel
λ	[stupně]	Úhel sklonu válečků svíraný s horizontální rovinou
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	[-]	Součinitel rozběhu dopravníku
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg·m ³]	Objemová sypná hmotnost
σ_{DO}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro osu
σ_{O1}	[MPa]	Ohybové napětí v místě 1
σ_{O2}	[MPa]	Ohybové napětí v místě 2
φ	[radiány]	Úhel opásání poháněcího bubnu
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost hnaného bubnu



SEZNAM PŘÍLOH

Sestava dopravníku: BP-00/00

Podsestava napínacího zařízení: BP-00.01/02

Výkres osy hnaného bubnu: BP-00.01.04-01/03